

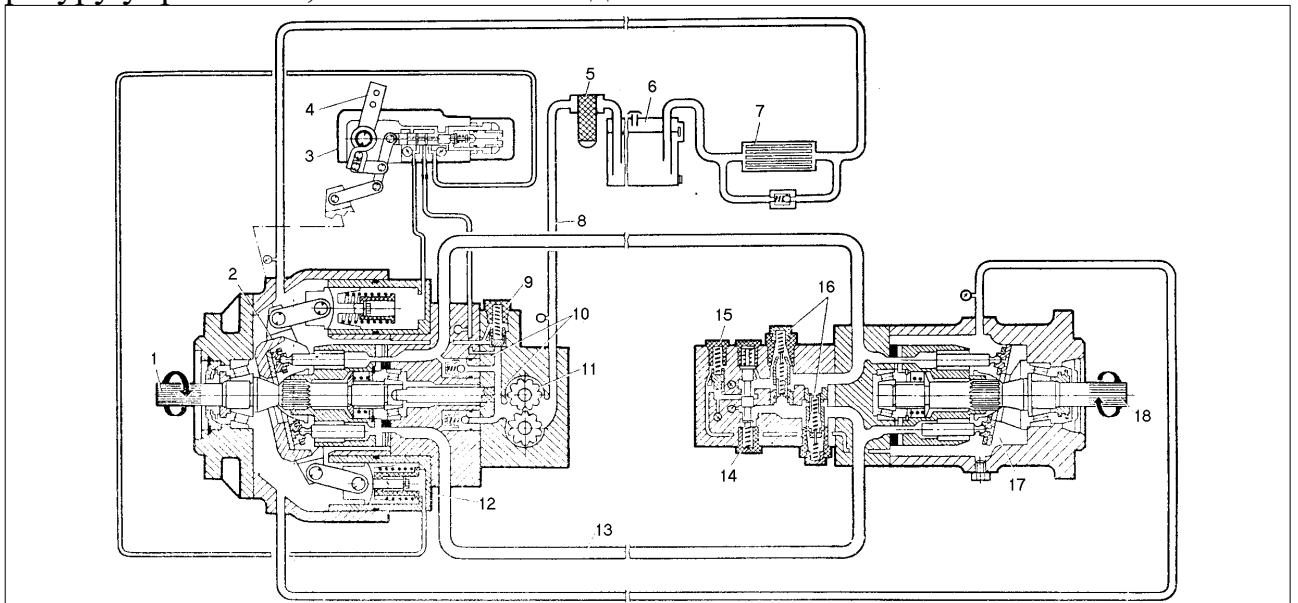
3. Режимы воздействия и анализ динамики виброударных систем для обработки горного массива / Ободан Ю.Я., Минеев С.П., Ленда В.А. и др. // Вибрационные эффекты в горных машинах и технологиях. -Киев: Наук. думка, 1990. –С. 49-53.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ НАСОСА ПОДПИТКИ АГРЕГАТОВ ГИДРОПРИВОДА ТРАНСМИССИИ КОМБАЙНОВ

Мельянцов П.Т., Бедин А.С., Рыжков И.Е., ДГАУ, г. Днепропетровск

На сегодняшний день большая доля сельскохозяйственных работ, связанных с уборкой урожая на зерно, заготовкой зеленой массы и т.д., выполняется зерно- и кормоуборочными машинами, которые оснащены объёмным гидроприводом трансмиссии ГСТ – 90. Его применение позволяет обеспечить бесступенчатую передачу крутящего момента от двигателя к ведущим мостам, торможение их, реверсирование и управление скоростью движения комбайна в пределах любого из трёх диапазонов.

Объёмный гидропривод трансмиссии ГСТ-90 выполнен по закрытой схеме (рисунок 1) и включает в себя аксиально-плунжерный регулируемый насос, аксиально-плунжерный нерегулируемый гидромотор, бак, трубопроводы, аппаратуру управления, очистки и охлаждения масла.



1 – ведущий вал; 2 – поворотная плата насоса; 3 – золотник; 4 – рычаг управления; 5 – фильтр тонкой очистки; 6 – бак; 7 – теплообменник; 8,13 – маслопроводы соответственно низкого и высокого давления; 9 – клапан предельного давления зарядки; 10 – обратные клапаны зарядки; 11 – насос подпитки; 12 – цилиндр исполнительного механизма подпитки; 14 – селективный клапан; 15 – пропускной клапан давления зарядки; 16 – пропускные клапаны высокого давления; 17 – наклонная шайба гидромотора; 18 – ведомый вал
Рис.1 – Схема гидростатического привода

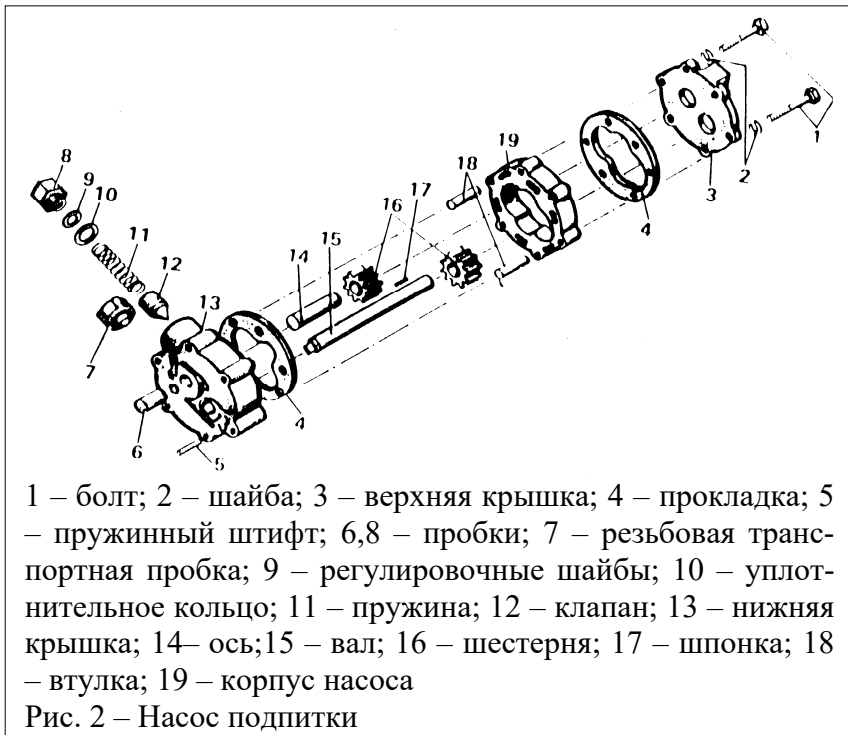
Рабочая жидкость (РЖ) в момент запуска при помощи насоса подпитки 11, вал которого соединен с валом основного насоса 1, подается к обратным клапанам 10 и одновременно к гидрораспределителю 3 управления рабочим объемом под давлением 1,44 МПа. При движении комбайна один из обратных клапанов 10 обеспечивает подачу РЖ от насоса подпитки 11 в ту магистраль, где давление жидкости ниже, чем в другой, так как гидротрансмиссия реверсивная и направление потоков может ме-

няться в зависимости от того, куда движется комбайн (вперед или назад). Таким образом, РЖ от основного насоса подается к гидромотору и циркулирует по замкнутой системе между агрегатами.

При работе гидропривода трансмиссии в одном из диапазонов насос подпитки (НП) восполняет утечки РЖ в основной закрытой магистрали, а также продолжает подавать РЖ в магистраль управления рабочим объемом основного гидронасоса.

Таким образом, изменение технического состояния НП в условиях эксплуатации окажет существенное влияние на работоспособность гидропривода трансмиссии в целом, поскольку функционирование НП связано с запуском основного насоса и управления его рабочего объема, а также компенсацией утечек рабочей жидкости.

Поэтому вопрос исследования работоспособности НП гидропривода трансмиссии является важным и актуальным.



По конструкции насос подпитки, который используется в гидроприводе трансмиссии, принадлежит к насосам шестерённого типа. Однако его конструкция (рис. 2) всё же отличается от применяемых шестерённых насосов типа НШ по ГОСТ 8753-80.

Эти отличия объясняются тем, что в качающем узле насоса подпитки отсутствуют опорные втулки, компенсаторы, а роль подшипниковых блоков выполняют нижняя 13 и верхняя крышки 3. Отсюда следует, что в конструкции качающего узла насоса подпитки отсутствует система компенсации утечек РЖ, как в осевом, так и в радиальном направлении. В какой то степени это позволяет существенно упростить конструкцию насоса подпитки, однако при этом его работоспособность во многом будет зависеть от выполнения технических требований на эксплуатацию.

Использование такой конструкции НП частично можно объяснить условиями его работы. Во-первых, насос работает при невысоких давлениях рабочей жидкости – 1,44 МПа и постоянной частоте вращения ведущего вала – (1450 ± 50) мин⁻¹. Во-вторых, класс чистоты РЖ, которая используется в системе должен быть не выше девятого. А, кроме того, в НП имеется предохранительный клапан, который позволяет загрузить работу качающего узла насоса в аварийном режиме.

Использование такой конструкции НП частично можно объяснить условиями его работы. Во-первых, насос работает при невысоких давлениях рабочей жидкости – 1,44 МПа и постоянной частоте вращения ведущего вала – (1450 ± 50) мин⁻¹. Во-вторых, класс чистоты РЖ, которая используется в системе должен быть не выше девятого. А, кроме того, в НП имеется предохранительный клапан, который позволяет загрузить работу качающего узла насоса в аварийном режиме.

Несмотря, на такие условия работы, всё же в процессе эксплуатации происходят отказы агрегатов гидропривода по причине выхода из строя насоса подпитки. Об этом свидетельствуют и результаты исследований представленные в работе [1], где авторы утверждают, что на долю насоса подпитки приходится до 5% отказов. Эта цифра определена ими на качественном уровне, потому что для оценки технического

состояния НП необходимо в первую очередь знать перечень подлежащих контролю сопряжений и параметров, определяющих его работоспособность. Кроме того, значение этих параметров должны быть пронормированы.

Проведенный нами анализ технического состояния НП показал, что основными причинами отказов этих гидромашин являются: износ торцевых поверхностей крышек и шестерён, втулок крышек и цапф шестерён, колодца корпуса и зубьев шестерни. В редких случаях наблюдался срез хвостовика ведущего вала.

Различные условия эксплуатации насосов обуславливают многообразие видов и изнашивания их деталей. Наиболее яркое выраженное механическое и абразивное изнашивание наблюдается на торцах верхней и нижней крышек в местах контакта с зубьями шестерён и в колодцах корпуса в местах сопряжения с зубьями шестерён.

На торцевых поверхностях крышек в зоне контакта с торцами шестерён, на которых не нарезаны зубья, преобладающим видом износа является коррозионно-механический или кавитационный, характеризующие работу насоса с низким уровнем масла в баке или засоренном фильтром.

В результате изменения структурных параметров НП в условиях эксплуатации наступает параметрический отказ, выражающийся в увеличении зазоров и, следовательно, увеличение утечек РЖ и снижение коэффициента подачи.

Однако на сегодняшний день отсутствуют обоснованные предельные структуры параметры технического состояния качающего узла насоса подпитки, не рассмотрена динамика их изменения. А, следовательно, не определена взаимосвязь между структурными и функциональными параметрами.

Это приводит к тому, что поступление насоса подпитки в ремонт обусловлено не достижением им предельного состояния, а тем, что гидромашин не функционируют.

Причиной потери работоспособности агрегатов гидропривода трансмиссии может быть не только износ соединений насоса подпитки, но и износ деталей качающего узла основного насоса и мотора. Поэтому при обосновании контролируемых параметров насоса подпитки и их нормировании, необходимо принимать во внимание техническое состояние качающих узлов основных гидромашин.

При рассмотрении взаимосвязи между структурными функциональными параметрами технического состояния необходимо учитывать, что структурные параметры непосредственно обуславливают техническое состояние объекта, а функциональные – это обычно выходные технические и рабочие характеристики агрегата и его составных частей.

Как уже отмечалось, ранее к структурным параметрам технического состояния насоса подпитки следует отнести зазоры в соединениях: «торец крышки – шестерня», «вал – втулка крышки».

Функциональными основными показателями НП являются объемный коэффициент подачи, общий КПД и величина рабочего давления [2].

В данном случае нас в большей мере будет интересовать коэффициент объемной подачи, который определяется по выражению

$$\eta = q_{\phi} / q_{T}, \quad (1)$$

где q_{ϕ} - объемная фактическая подача насоса; q_{T} - объемная теоретическая подача насоса.

Стало быть, для определения объемного коэффициента подачи необходимо знать отношение его фактической и теоретической объемных подач. Если фак-

тическая подача НП определяется экспериментальным путем, то для определения объемной теоретической подачи необходимо использовать следующее выражение [3]:

$$q_m = \pi D_0 (D_n - D_0) b, \quad (2)$$

где D_n - диаметр начальной окружности насоса; D_0 - диаметр окружности по головкам зубьев шестерен; b - ширина шестерни или длина зуба.

Подставив в выражение (2) значения, полученные при выполнении микрометража, определим q_T :

$$q_m = 3,14 \times 2,7 \times (3,8 - 2,7) \times 2,85 = 26,6 \text{ см}^3.$$

Определение фактической подачи насоса подпитки производится на стенде КИ-4815М. Для установки и крепления насоса на стенде нами были разработаны рабочие чертежи и изготовлено по ним переходное устройство для установки и крепления НП на стенде.

Испытание НП проводятся на масле марки А (ТУ 38.101 179-79) или МГ-30У (ТУ 38.10150-70) при температуре 50°C. Тонкость фильтрации рабочей жидкости 10 мкм.

После установки насоса на стенде в первую очередь проверяется его наружная герметичность. Для этого включается стенд и устанавливается давление РЖ равное 1,44 МПа. На протяжении 60 секунд определяют наличие подтекания РЖ. Подсос воздуха, запотевания наружных поверхностей и подтекание по резьбам и стыкам не допускается. Что бы исключить влияние срабатывания предохранительного клапана при испытаниях, отворачивают пробку клапана и размещают дополнительно регулировочную шайбу толщиной 2,5 мм.

Для определения объемной подачи НП рукоятку включения счетчиков устанавливают так, что бы РЖ поступала к счётчику замера жидкости в интервале 7...40 л/мин. Затем плавным поворотом рукоятки дросселя нагружения устанавливается давление рабочей жидкости 1,44 МПа и выбирается два деления на шкале счётчика жидкости, соответствующее началу и окончанию отсчёта. При проходе стрелки счётчика через деления, что соответствует началу и концу отсчёта, при этом тумблером включается и выключается импульсный счётчик. По суммарному числу оборотов (импульсов) n , взятому из табло счётчика, и суммарному объёму Q_0 , за это же время определим подачу на один оборот вала насоса по формуле [4]:

$$q_{\phi} = Q_0/n, \quad (3)$$

где Q_0 – объёмная подача насоса за время испытания; n - суммарное число оборотов за время испытания.

Физическое моделирование КУ насоса подпитки выполнялось по однофакторной схеме. Были подобраны три насоса подпитки. У каждого из них создавался износ одной из трущихся пар КУ, отмеченных ранее и определялось влияние износа на объёмную подачу по выше представленной методике. Результаты исследований представлены в таблице 1.

Анализ результатов, представленных в табл. 1, показывает, что износ трущихся пар КУ оказывает не одинаковые воздействия на коэффициент подачи. Это является естественным, поскольку он представлен на качественном уровне, а не на количественном. Кроме того, моделирование КУ насоса по од-

нофакторной схеме является не удачным, так как в процессе работы насоса износу подвергаются все трущиеся пары, что естественно повлияет на коэффициент его подачи.

Таблица 1 - Значения объёмной подачи и коэффициента подачи, обусловленных техническим состоянием качающего узла насоса подпитки.

Техническое состояние качающего узла насоса подпитки	Контрольный объем в л.	Число импульсов	Объёмная подача, см ³	Коэффициент подачи РЖ
Износ пары «торец крышки – шестерня»	30	1611	18,62	0,70
Износ пары «зубья шестерни – колодец корпуса»	30	1507	19,90	0,75
Износ пары «вал – втулка крышки»	30	1327	22,60	0,85

Такой подход к определению взаимосвязи между структурными и функциональными параметрами технического состояния насоса подпитки объясняется малой выборкой насосов, что не позволяет воспроизвести многообразие видов изнашивания деталей.

Однако проведенные исследования всё же позволили в первом приближении указать трущую пару КУ, износ которой в большей мере влияет на коэффициент подачи насоса. Это сопряжение «торец крышки – шестерня». Техническое состояние оставшихся трущихся пар КУ насоса подпитки (см. табл. 1) нежелательно рассматривать дифференциально, потому что состояние пары «зубья шестерни – колодец корпуса» обуславливается состоянием пары «вал – втулка крышки». Существующая взаимосвязь имеет прямо пропорциональную зависимость.

Является очевидным, что более тщательный анализ технического состояния насосов подпитки в условиях эксплуатации позволяет определить динамику состояния трущихся пар в зависимости от наработки и реально воспроизвести их физическую модель.

Таким образом, анализ результатов исследования работоспособности насоса подпитки агрегатов гидропривода трансмиссии позволяет сделать следующие выводы:

- 1) Представленная методика экспериментальных исследований, выполняемых на стенде КИ-4815М, может использоваться в производстве для оценки технического состояния насосов подпитки, а так же проведения обкаточных и испытательных работ в технологическом процессе их ремонта.
- 2) Результаты проведенных экспериментальных исследований позволили в первом приближении определить, что износ сопряжения «торец крышки – шестерня» в большей мере влияет на коэффициент подачи насоса подпитки.
- 3) При определении взаимосвязи между параметрами технического состояния насоса подпитки необходимо учитывать динамику их изменения от наработки в условиях эксплуатации, что является важным для их нормирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мельянцов П.Т., Черейский П.М., Бурнашов Р.И. Алгоритмы диагностирования гидропривода трансмиссии. // Механизация и электрофикация сельского хозяйства. –1990. -№5. -3 с.
2. Дидур В.А., Ефремов В.Я. Диагностика и обеспечение надёжности гидроприводов сельскохозяйственных машин. -К.: Техніка, 1986. -128 с.

3. Кальбус Г.Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов. –К.: Урожай, 1982. -200 с.
4. Черкун В.Е. Ремонт тракторных гидравлических систем: 2-е изд. переработанное и доп. –М.: Колос, 1984. -253 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ МЕТАЛЛА ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПОСЛЕ НАПЛАВКИ

**Ильюшенок В.В., Сикидин В.В., Кабаненко О. М.,
ДГАУ, г. Днепропетровск**

Целью исследования являлось определение изменения величины относительной износостойкости и твердости материала рабочей поверхности детали после наплавки по глубине наплавленного слоя. В справочной литературе приводятся данные о повышении износостойкости рабочих поверхностей деталей сельскохозяйственных машин в 6 раз при наплавке твердого сплава «Сормайт-1». В лаборатории композитных материалов ДГАУ при проведении экспериментов по отработке режимов наплавки ряда рабочих органов почвообрабатывающих машин (лемехов плугов, лап культиваторов, дисков борон и др.) и дальнейших их испытаний в полевых условиях было отмечено, что наплавленный слой металла на режущих кромках деталей изнашивается по толщине за равные промежутки времени неодинаково. Наплавка сплава «Сормайт-1» (пруток \varnothing 8 мм) производилась на образцы 30×50×8 мм из стали 65Г с помощью горелки с ацетилен-кислородным пламенем. Наплавка велась с избытком горючего газа и «правым» способом наплавления сплава с целью уменьшения выгорания легирующих элементов и предотвращения образования трещин в наплавленном слое. В качестве флюса при наплавке использовалась обезвоженная бура. Толщина наплавленного слоя составляла 0,8...1,0 мм. Замеры твердости производились в поперечном сечении наплавленной поверхности образцов на микротвердомере типа ПМТ-3 по ГОСТ 9450-76. Испытания образцов на абразивное изнашивание производилось на испытательной машине трения о нежестко закрепленные абразивные части. Изнашивание образца происходит с помощью абразива, увлекаемого резиновым роликом на поверхность трения. При этом измеряют износ образцов испытываемого и эталонного материалов, а износостойкость испытываемого металла оценивают путем сравнения его износа с эталонным образцом. Испытания проводились при частоте вращения резинового ролика 60 мин⁻¹ и нагрузке 44Н. В качестве эталона испытывался образец из отожженной стали 45 с твердостью 200HV. Абразивный материал - электрокорунд № 16-Н по ГОСТ 3647-80. Износ образцов определяли взвешиванием на лабораторных весах ВПР-200 с погрешностью не более 0,1 мг. Изучение микроструктуры поверхностных слоев металла после наплавки производили на микроскопе «Неофот-30» при увеличениях 100 и 600.

Результаты исследований наплавленного металла и металла образцов позволили выявить наличие трех зон, отличающихся твердостью (HV) и износостойкостью (K_H). На расстоянии от поверхности наплавленного слоя 0,3 мм значения твердости находились в пределах 425...505 Н, а $K_H = 6,0$. На глубине 0,3...0,7 мм, соответственно, 510...545 Н, $K_H = 2,1$. Для более глубоких слоев